

Federal Republic of Germany International C.
F 06h



German Patent Office

Patent Application 1 451 926

German Classification: 14 a. 3/02

Document Code: P 14 51 926.7 (P 36736)

Date of Registration: May 7, 1965

Date of Application: March 5, 1970

Exhibition Priority: -

Union Priority: -

Date: -

Country: -

Description: Internal combustion piston engine

Supplement of: -

Separation from: -

Applicant: Pattas, Konstantin PhD Eng, 7500 Karlsruhe

Representative: -

Listed as inventor: The applicant is the inventor

Notification according to article 7, section 1, item 2, No. 1
d, Statute of 9/4/1967 (Federal Law Gazette Issue 960):
2/13/1969

Patent Attorney
Walter Jackisch Grad. Eng.
7 Stuttgart N. (illegible) Strasse 40

P 14 15 926.7

Applicant and Inventor

Konstantin Pattas, PhD. Eng.

A 29 505 - 8

Aug. 4, 1969

Internal Combustion Piston Engine with Automatic
Adjustment of the Piston Stroke for Current Operating
Requirements
With a Simultaneous Adjustment of the Compression Ratio

The torque curve delivered in conventional internal combustion piston engines does not generally correspond with the operating requirements.

Performances N are listed in figure 1, above engine speed n (curve A - for example, desired engine output for road or rail vehicles, curve B - output of conventional piston engines).

Torque M (curve D) qualitatively desired for the operation of road and rail vehicles (curve C) and delivered by conventional piston engines are illustrated in a diagram in figure 2 relative to engine speed n.

Curve A in figure 1 states that the maximum performance should be available consistently over a possibly large operating

range. A hyperbolic curve results for desired curve C in figure 2 according to formula $M = \text{const. } N/n$. Curve C in figure 2 is frequently under the description "Traction Hyperbola". Since the characteristic curve delivered by the conventional piston engine flows basically different than this hyperbola (refer to curve B in figure 1 and D in figure 2), adjusting devices in the form of mechanically shifted or automatic multi-gear transmissions must be installed. These adjusting devices approximate the torque-rotational speed characteristic determined by the internal combustion engine to the desired curve (refer to curve A in figure 1 and C in figure 2). The torque-rotational speed curve for a conventional internal combustion engine with a four-speed transmission is illustrated in figure 3 together with the traction hyperbola. The thin drawn lines each apply to the entire rotational speed range of the engine at individual gear levels; the thick line marks the forward motion of torque and rotational speed when using all four gears. The curve achieved with the transmission shows points of discontinuity at the shift points which, in reality, result in a reduced efficiency factor and increased wear. In addition, a complete coverage of the curve cannot be achieved with the traction hyperbola even at a greater gear number. The transmission must also account for incredible effort for space and building expenditures.

The present invention achieves the desired curve of the torque and / or maintains capacity above the main rotational speed range without requiring the provision of a conventional mechanically shifting or automatic transmission. Conventional measures are also applied to modify piston stroke s and compression ratio ϵ .

The invention provides adjusting possibilities for the length of the piston stroke as well as for the adjustment of the compression ratio, and both devices are influenced by the speed of the drive shaft of the engine by an adjusting device so that the compression ratio is maintained or changed at the stroke, according to any definable reference at a change of the piston stroke.

The invention is based on the fact that the torque is directly proportional to piston stroke s , at a consistent average indicated pressure p_1 in the cylinders, $s \sim n$ and, for example, the equation $s \times n = \text{const.}$ for the desired curve of the main vehicle engine therefore applies.

In most applications, it is logical to maintain compression ratio ϵ , which is defined as the ratio of the smallest to the largest cylinder space above the piston, constant so that a consistent average pressure, and therefore consistent ratios, may be achieved during combustion at a constant adjusted fuel supply.

Both tasks may be jointly solved in an elegant manner in the swash-plate engine.

For example, an adjustment movement of a conventional cylinder head piston is connected with a revolution-related adjustment of the pitch of the swash plate on which the connecting rods of the pistons are linked in stable or rotating cylinders and are moved back and forth.

Another solution that may be realized which is simpler in its design connects a modification of a piston stroke based on the inclination adjustment of the pitch of the swash plate by shifting the stroke range in the direction of the piston movement.

A solution for a swash plate engine is illustrated in figure 4, for example:

Multiple cylinders (2), preferably an odd number and with an axle inclined toward the axle of the motor, in which pistons (3) are running, whose piston rods (4) are situated in spherical bearings (5) on a swash plate (6), are located in a stationary housing (1). The swash plate (6) is gimbal mounted above the ring (7) in the bell (?) that does not rotate but is movable axially opposite the housing (1) and is supported via radially and axially acting anti-friction bearings (9) against the circular revolving disk (10), which again is located on the latter above journals (11) rotating in friction bearing bushings of the shaft (12). The disk (10) has a joint (13) with rotating and moving capabilities at this point on an area of its circumference, with which it is located in the flywheel (14), which is axially stationary supported in the housing top (15) on axial and radial acting pulley bearings (16). The shaft (12) which is movable in longitudinal direction has its main bearing points in the center of the gimbal mounting of the swash plate (6) and in the slip fit opposite the hub (17) of the flywheel (14). The hub (17) is the drive shaft of the motor.

If the swash plate (6) is now adjusted with the disk (10) in its pitch opposite one of the vertical lines toward the shaft axis $a = a$ by angle $\Delta\alpha$, based on external forces or by torques resulting from inertial forces of the disks (6) and (10), a distortion x of the shaft (12) in the direction of the shaft axis $a = a$ is connected with the angular change based on the coupling of the disk (10) on the flywheel (14) over the linkage (13).

The shifting moment of the disks (6) and (10) shown in the example in figure 4 is initiated by a familiar governor which measures the speed of the engine, for example, at the flywheel (14). Two fly weights (21) act over the idle lever (22) with cam disks (23) on a pulley (24), which is linked to a rod (25). The rod (25) extends in an axial direction at a speed change by the location change of the fly weights (21) over the levers (22) with the cam disk (23) and the pulley (24). This extension is transferred to an adjustment device (26), which results in a shifting x of the shaft (12) and an angular adjustment of the disks (6) and (10) with the assistance of mechanical, hydraulic or electrical auxiliary power by a familiar method. It is also notable that the governor directly initiates shifting x .

The cam disk (23) may be calculated so that each desired ratio between revolution n and stroke s may be adjusted.

It is inconsequential for the model shown in figure 4, if the inertial forces and moments of the disks (6) and (10) are compensated or not, since the control effectively results in the desired adjustment. In this case, however, inertial force

and restoring torque-free disks (6) and (10) will be used, since the required performance of the shifting device (26) is reduced and the operation of the machine becomes quieter and more consistent.

The requirements for complete freedom from inertial forces and moments are as follows:

- a) The center of gravity of the swash plate (6) with the linked pistons (3) and the rotating disk (10) must be located in the gimbal mounting point.
- b) The moment of inertia of the rotating disk (10) around its symmetrical axis must equal the sum of the moment of inertia of the swash plate (6) and the rotating disk (10) relative to the greatest angle α of the level vertical to the axis.

Fig. 5 shows another model. The shifting moment in this design example is produced by the rotation-related mass moments of the disks (6) and (10). The tendency of the disks to change angle α may be influenced by a suitable selection of the center of gravity location as well as the moment of inertia that a rotation-related restoring torque, and thereby a rotation-related angle modification of angle α , is obtained. The shifting moment produces a force in the direction of the shaft axis $a - a$, which is transferred over the plate (18) of the shaft (12) to the springs (19, 19a). The rotational movement of the shaft (12) may be forwarded from the plate (19) to the drive of conventional control elements. The springs (19, 19a), for example, are dimensioned so that

through suitable coatings on spring washers or other spring elements they produce restoring forces which correct the restoring forces so that the desired angular adjustment of angle α , and thereby the desired stroke change of stroke s , develops at the desired compression ratio ϵ in relation to rotation n .

For example, a hyperbolic characteristic of stroke s will be desired over rotation n at a constant compression ratio ϵ for the use of this machine in a vehicle or in a rail vehicle.

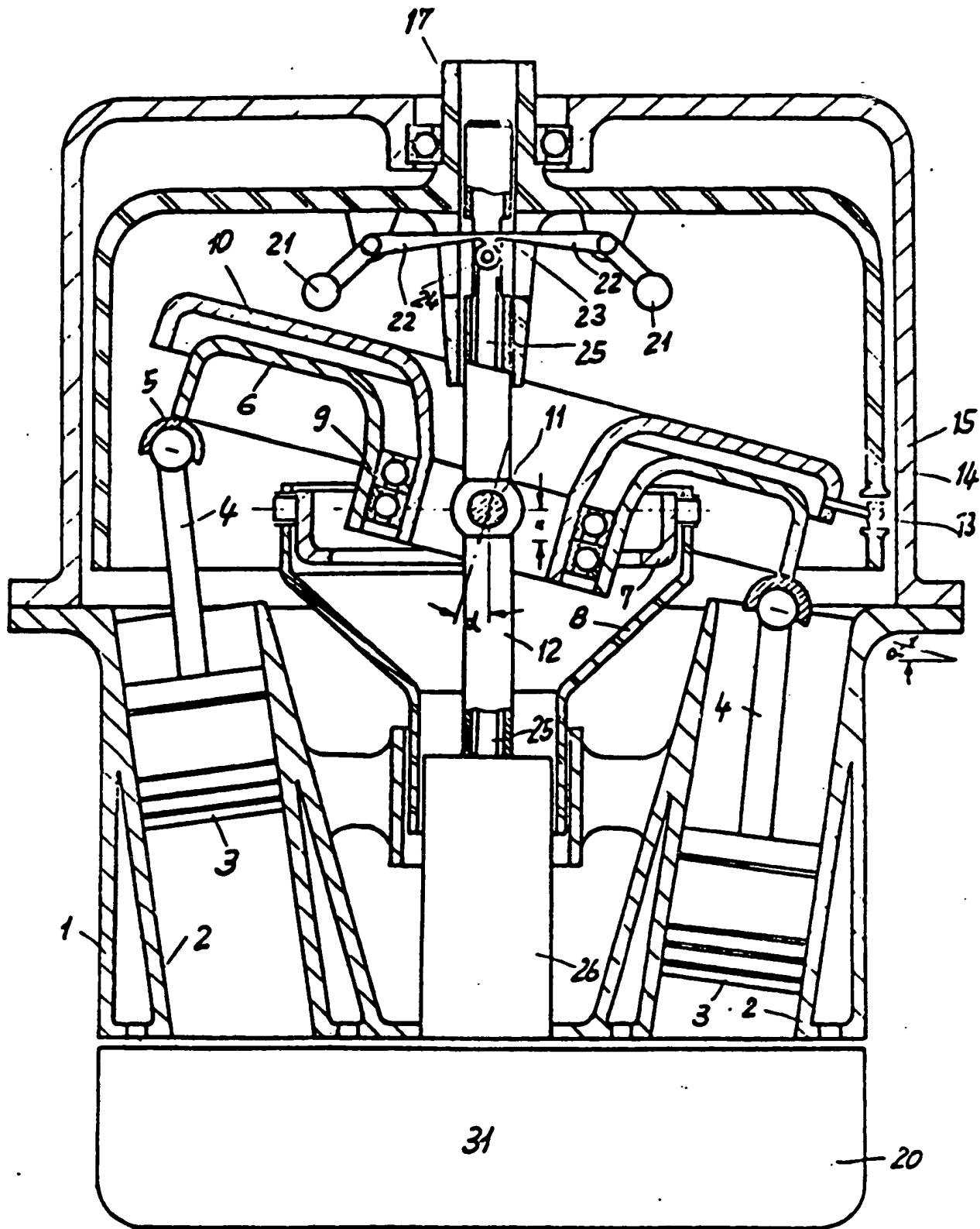
(New) Claims

1. Swash plate-axial piston-internal combustion engine with a shaft that is adjustable in the direction of its longitudinal axis in relation to the rotation to modify the stroke and a stationary installed swash plate to which piston rods are linked, characterized by a circular disk (10) that is swivel-attached at the gimbal-mounted swash plate (6) which surrounds the shaft (12) and is swivel-attached thereto, by a bell-shaped flywheel (14) that extends concentrically to the ring disk (10) and is arranged axially stationary, and by the fact the ring disk (10) is connected with the flywheel (14) over a linkage (13) to maintain a constant compression ratio so that the swash plate (6) is movable in the direction of the shaft axis despite the connection to the flywheel (14), and the inclination angle of the swash plate (6) is changeable by axially shifting the shaft (12) in a familiar manner.
2. Swash plate-axial piston-internal combustion engine according to claim 1, characterized by the fact that the shaft (12) is movable in a longitudinal direction relative to the engine speed to adjust the piston stroke according to a specified rotation-related function.
3. Swash plate-axial piston-internal combustion engine, according to claim 1 or 2, characterized by the fact

that a shifting device (26), operating at mechanical, electrical, hydraulic or pneumatic auxiliary power affecting the governor, is provided to move the shaft (12) in the direction of the axis.

4. Swash plate-axial piston-internal combustion engine, according to one of the previous claims, characterized by the fact that the shaft (12) is hollow and that the governor operates over the idler lever (22) with cam disks (23) and a pulley (24) on a rod (25), which is led into the shaft (12) and which charges the shifting device (26).
5. Swash plate-axial piston-internal combustion engine, according to one of the claims 1 through 4, characterized by the fact that the gimbal-mounted swash plate (6) and the ring disk (10) located there which surrounds and are parallel to the plate are approximately compensated in reference to the inertial forces and mass moments that develop during rotation.
6. Swash plate-axial piston-internal combustion engine, according to one of the previous claims, characterized by the fact that the gimbal-mounted swash plate (6) and the parallel rotating disk (10) located at the plate are designed and attached so that severe restoring forces within the context of a reduction of the pitch of the disks (6 and 10) may develop with an increasing speed.
7. Swash plate-axial piston-internal combustion engine, according to claim 6, characterized by the fact that

the shaft (12) is located between springs (19, 19a) whose curve is adjusted to the axial force transferred by the inertial forces, and the adjustment of the piston stroke affected by the shifting of the shaft (12) is reduced with a rotation according to an approximate hyperbolic function.



145192

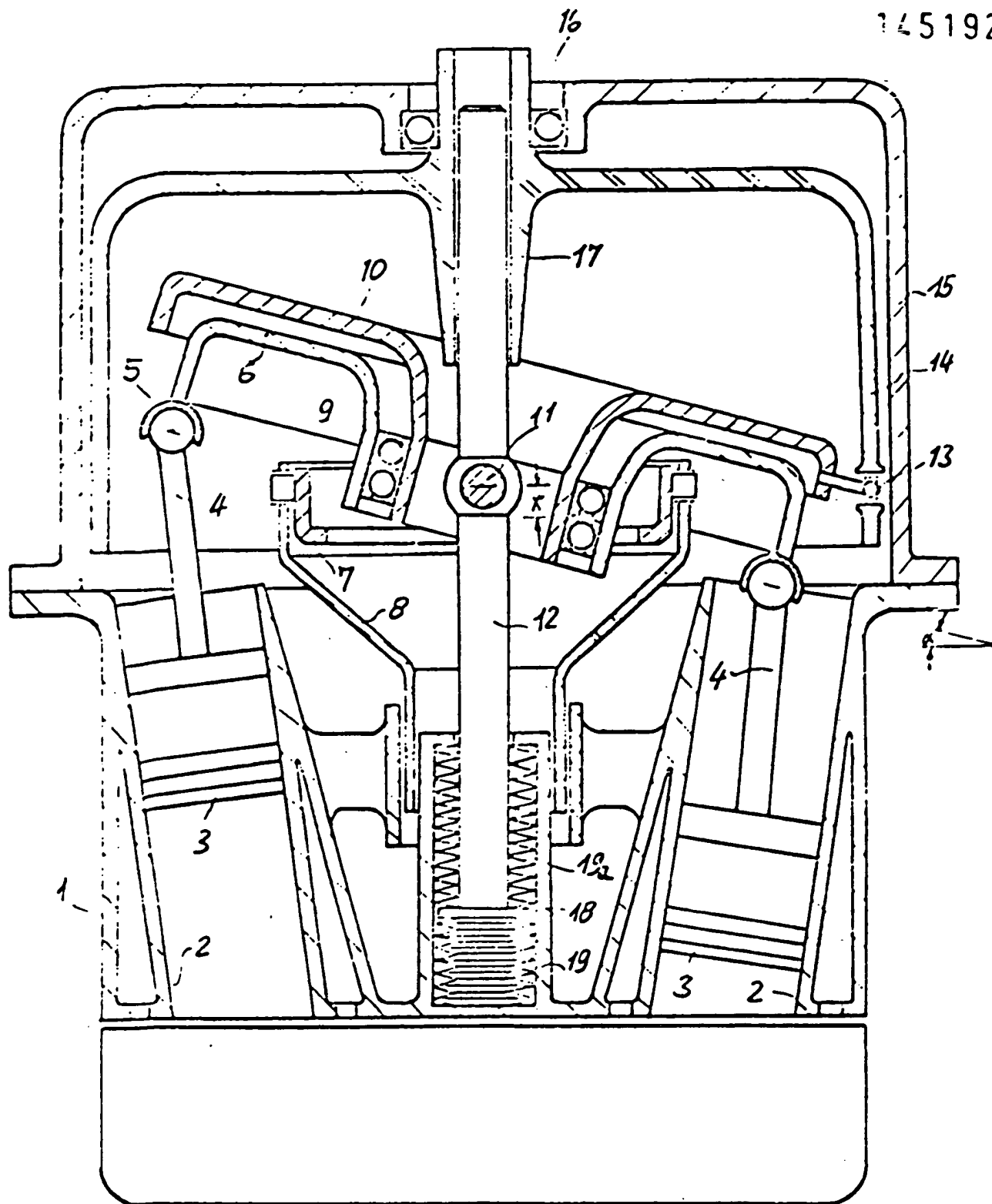
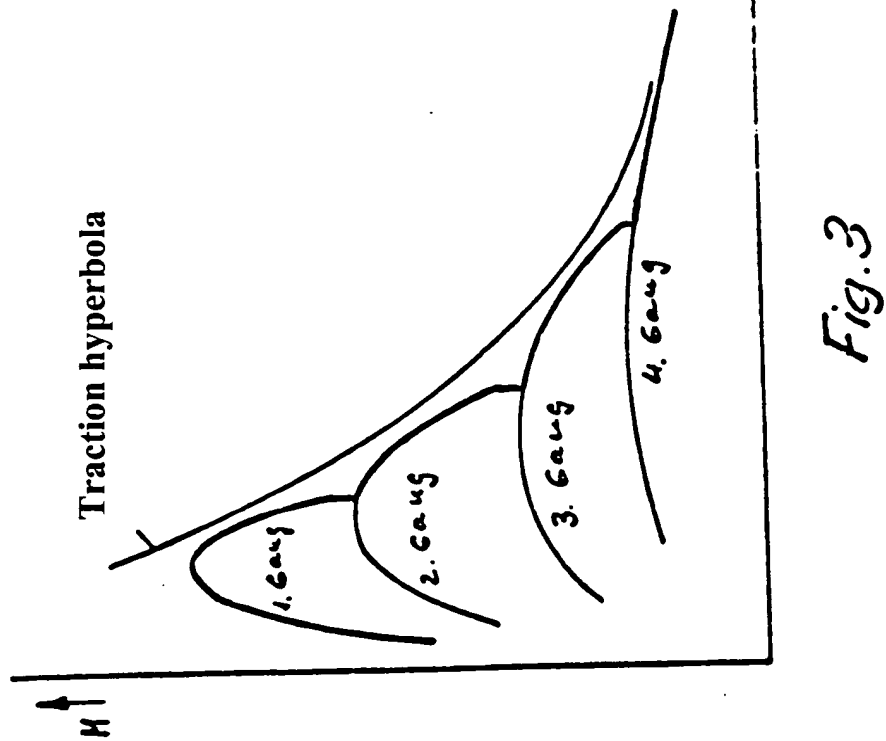
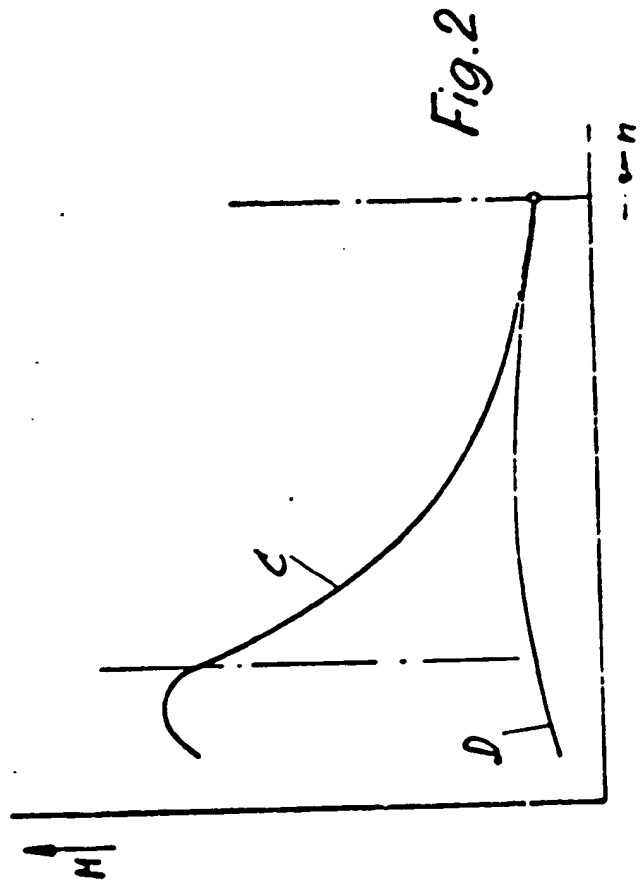
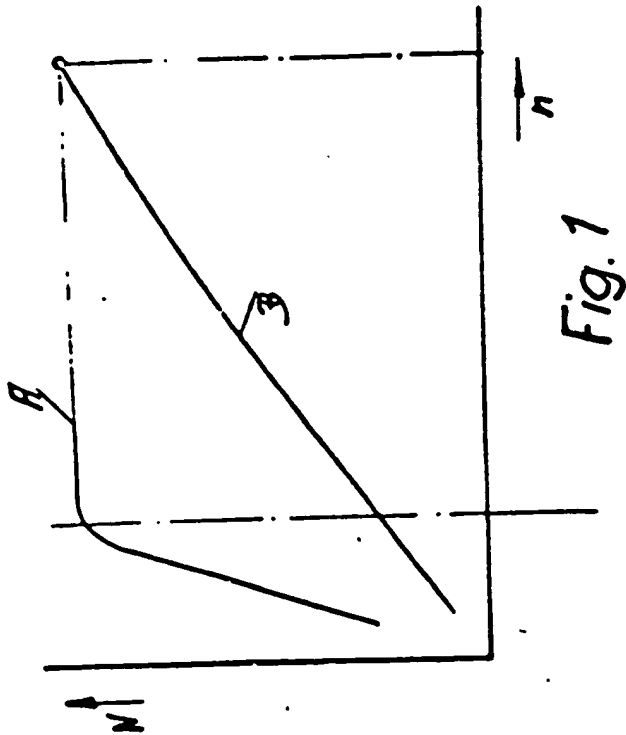


Fig. 5



TRANSLATOR'S CERTIFICATE

I, Eva Maria King, do hereby certify that I am fluent in the German and English languages. I prepared the translation into English of German Patent Application 1 037 799. It is true and accurate to the best of my ability.

6 February 2004

Eva Maria King



50

Int. Cl.:

F 01 b, 3/62

BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND

DEUTSCHES PATENTAMT



52

Deutsche Kl.: 14 a, 3/02

10

11

21

22

43

Offenlegungsschrift 1451 926

Aktenzeichen: P 14 51 926.7 (P 36736)

Anmeldetag: 7. Mai 1965

Offenlegungstag: 5. März 1970

Ausstellungspriorität: —

20

Unionspriorität

22

Datum: —

23

Land: —

31

Aktenzeichen: —

54

Bezeichnung: Brennkraft-Kolbenmaschine mit selbsttätiger, den jeweiligen Anforderungen des Betriebs angepaßter Verstellung des Kolbenhubs bei gleichzeitiger Verstellung des Verdichtungsverhältnisses

61

Zusatz zu: —

62

Ausscheidung aus: —

71

Anmelder: Pattas, Dr.-Ing. Konstantin, 7500 Karlsruhe

Vertreter: —

72

Als Erfinder benannt. Erfinder ist der Anmelder

Benachrichtigung gemäß Art. 7 § 1 Abs. 2 Nr. 1 d. Ges. v. 4. 9. 1967 (BGBl. I S. 960): 13. 2. 1969

1451926

1451926

P 14 51 926.7

Anmelder und Erfinder:

Dr. Ing. Konstantin PATTAS

A 29 505 - 8

Den - 4. Aug. 1969

"Brennkraft-Kolbenmaschine mit selbsttätiger, den jeweiligen Anforderungen des Betriebs angepasster Verstellung des Kolbenhubs bei gleichzeitiger Verstellung des Verdichtungsverhältnisses"

Das von den heute bekannten Brennkraft-Kolbenmaschinen gelieferte Drehmoment entspricht in seinem Verlauf mit der Drehzahl im allgemeinen nicht den Forderungen des Betriebs.

In Fig. 1 sind die Leistungen N über der Drehzahl n aufgetragen (Kurve A - z.B. für Straßen- oder Schienenfahrzeuge gewünschte Antriebsleistung, Kurve B - Leistung üblicher Kolbenmaschinen).

In Fig. 2 ist in einem Diagramm qualitativ das für den Betrieb von Straßen- oder Schienenfahrzeugen gewünschte (Kurve C) und das von den üblichen Kolbenmaschinen gelieferte Drehmoment M (Kurve D) in Abhängigkeit von der Drehzahl n aufgezeichnet.

Kurve A in Fig. 1 sagt aus, daß die maximale Leistung über einen möglichst großen Betriebsbereich gleichbleibend zur Verfügung stehen soll. Daraus folgt für die gewünschte

Kurve C in Fig. 2 ein hyperbolischer Verlauf nach der Formel $M = \text{konst.} \cdot n/n$. Die Kurve C in Fig. 2 ist gekümmert unter der Bezeichnung "Zugkrafthyperbel". Da die von der üblichen Kolbenmaschine gelieferte Kennlinie grundsätzlich anders als diese Hyperbel verläuft (s. Kurve B in Fig. 1 und D in Fig. 2), müssen Anpassungsvorrichtungen in Form von mechanisch geschalteten oder automatischen Mehrganggetrieben vorgesehen werden. Diese Anpassungsvorrichtungen haben den Zweck, die durch den Verbrennungsmotor gegebene Drehmoment-Drehzahl-Charakteristik an die gewünschte Kennlinie (s. Kurve A in Fig. 1 und C in Fig. 2) anzunähern. In Fig. 3 ist außer der Zugkrafthyperbel die Drehmoment-Drehzahl-Kennlinie einer herkömmlichen Brennkraft-Kolbenmaschine mit Viergang-Getriebe aufgezeichnet. Die dünn ausgezogenen Linien gelten jeweils für den ganzen Drehzahlbereich der Maschine in den einzelnen Gängen; die dick ausgezogene Linie markiert den Verlauf von Drehmoment und Drehzahl bei Benutzung aller vier Gänge. Die mit dem Getriebe erreichte Kennlinie weist Unstetigkeitsstellen an den Schaltpunkten auf, die in der Praxis verschlechterten Wirkungsgrad und erhöhte Abnutzung nach sich ziehen. Außerdem ist auch bei größerer Gangzahl eine vollständige Überdeckung der Kennlinie mit der Zugkrafthyperbel nicht erreichbar. Zudem muß für ein Getriebe ein nicht unerheblicher Aufwand an Raum und Baukosten vorgesehen werden.

Mit der vorliegenden Erfindung soll erreicht werden, daß eine gewünschte Kennlinie des Drehmomentes bzw. der Leistung über den Hauptdrehzahlbereich eingehalten werden kann, ohne daß es hierzu notwendig ist, ein herkömmliches, mechanisch geschaltetes oder automatisches Getriebe vorzusehen. Dabei wird von den an sich bekannten Maßnahmen Gebrauch gemacht, den Kolbenhub s und das Verdichtungsverhältnis ϵ zu verändern.

Die Erfindung ist dadurch gekennzeichnet, daß Verstell -
mittel sowohl für die Länge des Kolbenhubes als auch solche
für die Einstellung des Verdichtungsverhältnisses vorgesehen
sind und beide Mittel nach der Drehzahl der Abtriebswelle
des Motors von einer Verstellvorrichtung derart beeinflusst
sind, daß bei einer Änderung des Kolbenhubes das Verdichtungs-
verhältnis erhalten bleibt oder sich nach einer beliebig be-
stimmbaren Abhängigkeit mit dem Hub ändert.

Die Erfindung geht von der bekannten Tatsache aus, daß bei
gleichbleibendem mittleren indizierten Druck p_1 in den Zy-
lindern das Drehmoment direkt proportional dem Kolbenhub s
ist. Damit gilt also $s \sim n$ und z.B. für die gewünschte Kenn-
linie der Kraftfahrzeug-Antriebsmaschine die Gleichung $s \cdot n =$
konst.

Es ist in den meisten Anwendungsfällen sinnvoll, bei einer
Hubverstellung das Verdichtungsverhältnis ϵ , das als das
Verhältnis von kleinstem zu größtem Zylinderraum oberhalb
des Kolbens definiert ist, konstant zu halten, damit bei kon-
stant eingestellter Brennstoffzufuhr gleichbleibender mitt-
lerer indizierter Druck und damit gleichbleibende Verhältnisse
bei der Verbrennung erzielt werden können.

Beim Taumelscheibenmotor lassen sich beide Aufgaben in ele-
ganter Weise gekoppelt lösen.

Zum Beispiel ist mit einer drehzahlabhängigen Verstellung
des Neigungswinkels der Taumelscheibe, an der die Pleuel der
in ortsfesten oder rotierenden Zylindern hin- und herbewegten
Kolben angelenkt sind, eine Verstellbewegung eines an sich
bekannten Zylinderkopfkolbens verbunden.

Eine andere konstruktiv einfacher zu verwirklichende Lösung koppelt eine Veränderung des Kolbenhubes aufgrund der Winkelverstellung des Neigungswinkels der Taumelscheibe mit einer Verschiebung des Hubbereiches in Richtung der Kolbenbewegung.

In Fig. 4 ist beispielsweise eine Lösung für einen Taumelscheibenmotor dargestellt:

In einem stillstehenden Gehäuse (1) befinden sich mehrere Zylinder (2), vorzugsweise in ungerader Anzahl und mit zur Achse des Motors geneigter Achse, in denen Kolben (3) laufen, deren Kolbenstangen (4) in sphärischen Lagern (5) auf einer Taumelscheibe (6) gelagert sind. Die Taumelscheibe (6) ist kardanisch über den Ring (7) in der nicht umlaufenden, aber axial gegenüber dem Gehäuse (1) verschiebblichen Glocke (8), aufgehängt und über radial und axial wirkende Wälzlager (9) gegen die ringförmige, umlaufende Scheibe (10) abgestützt, die ihrerseits über in Gleitlagerbuchsen drehbare Zapfen (11) der Welle (12) auf der letzteren gelagert ist. Die Scheibe (10) trägt an einer Stelle ihres Umfangs ein Gelenk (13) mit Dreh- und begrenzter Verschiebbarkeit, mit dem sie in der Schwungscheibe (14) gelagert ist, die axial unverschieblich im Gehäusekopf (15) auf axial und radial wirkenden Wälzlagern (16) abgestützt ist. Die längsverschiebbare Welle (12) hat ihre Hauptlagerstellen im Mittelpunkt der kardanischen Aufhängung der Taumelscheibe (6) und im Schiebepunkt gegenüber der Nabe (17) der Schwungscheibe (14). Die Nabe (17) ist die Abtriebswelle des Motors.

Wird nun aufgrund eines durch äußere Kräfte oder durch Massenkräfte der Scheiben (6) und (10) aufbringbaren Momentes die Taumelscheibe (6) mit der Scheibe (10) in ihrer Neigung gegenüber einer in der Zeichenebene liegenden Senkrechten zur Wellenachse a - a um den Winkel $\Delta\alpha$ verstellt, so ist aufgrund der axial unverschieblichen Anlenkung der Scheibe (10)

an der Schwungscheibe (14) über das Gelenk (13) mit der Winkeländerung zwangsläufig eine Verschiebung x der Welle (12) in Richtung der Wellenachse $a - a$ verbunden.

In dem in Fig. 4 gezeigten Ausführungsbeispiel wird das Verstellmoment der Scheiben (6) und (10) durch einen an sich bekannten Fliehkraftregler, der die Drehzahl des Motors z.B. an der Schwungscheibe (14) abgreift, aufgebracht. Zwei Fliehkgewichte (21) wirken über Zwischenhebel (22) mit Kurvenscheiben (23) auf eine Rolle (24), die an eine Stange (25) angelonkt ist. Die Stange (25) erfährt bei einer Drehzahländerung durch die Lageänderung der Fliehkgewichte (21) über die Hebel (22) mit der Kurvenscheibe (23) und die Rolle (24) eine Auslenkung in axialer Richtung. Diese Auslenkung wird auf eine Verstelleinrichtung (26) übertragen, der seinerseits mit Hilfe mechanischer, hydraulischer oder elektrischer Hilfsenergie in bekannter Weise eine der Drehzahländerung angepasste Verschiebung x der Welle (12) und Winkelverstellung der Scheiben (6) und (10) herbeiführt. Es ist auch denkbar, daß der Fliehkraftregler die Verschiebung x unmittelbar herbeiführt.

Die Kurvenscheibe (23) kann so berechnet werden, daß jede gewünschte Abhängigkeit zwischen Drehzahl n und Hub s eingestellt werden kann.

Bei der in Fig. 4 gezeigten Ausführungsform ist es gleichgültig, ob Massenkräfte und -momente der Scheiben (6) und (10) ausgeglichen sind oder nicht, da die Regelung zwangsläufig die gewünschte Verstellung herbeiführt. Jedoch wird man in diesem Falle vorzugsweise massenkraft- und rückstellmomentenfreie Scheiben (6) und (10) anwenden, da dann die erforderliche Leistung der Verstelleinrichtung (26) kleiner und der Lauf der Maschine ruhiger und gleichmäßiger wird.

Die Bedingungen für vollständige Freiheit von Massenkräften und -momenten lauten:

- a) der Schwerpunkt der Taumelscheibe (6) mit den angelenkten Kolben (3) und der umlaufenden Scheibe (10) muß im kardanischen Aufhängungspunkt liegen.
- b) das Trägheitsmoment der umlaufenden Scheibe (10) um ihre Symmetrieachse muß gleich der Summe der Trägheitsmomente von Taumelscheibe (6) und umlaufender Scheibe (10) bezogen auf die zur Ebene des größten Winkels α senkrechte Achse sein.

In Fig. 5 ist eine andere Ausführungsform gezeigt. Bei diesem Ausführungsbeispiel wird das Verstellmoment durch drehzahlabhängige Massenmomente der Scheiben (6) und (10) aufgebracht. Durch geeignete Wahl der Schwerpunktlage sowie der Trägheitsmomente kann man die Tendenz der Scheiben, den Winkel α zu verändern, so beeinflussen, daß man ein drehzahlabhängiges Rückstellmoment und damit eine drehzahlabhängige Winkeländerung des Winkels α bekommt. Das Verstellmoment erzeugt eine Kraft in Richtung der Wellenachse $a - a$, die über den Teller (18) der Welle (12) auf die Federn (19, 19a) übertragen wird. Vom Teller (18) aus kann die Drehbewegung der Welle (12) zum Antrieb von konventionellen Steuerungsorganen und Nebenaggregaten weitergeleitet werden. Die Federn (19, 19a) sind z.B. durch geeignete Schichtung von Tellerfedern oder anderer Federelemente so dimensioniert, daß sie Rückstellkräfte erzeugen, welche die Verstellkräfte derart korrigieren, daß sich jeweils die gewünschte Verschiebung x der Welle (12), bzw. die gewünschte Winkelverstellung des Winkels α und damit die gewünschte Hubänderung des Hubes s bei dem gewünschten Verdichtungsverhältnis ϵ in Abhängigkeit von der Drehzahl n einstellt.

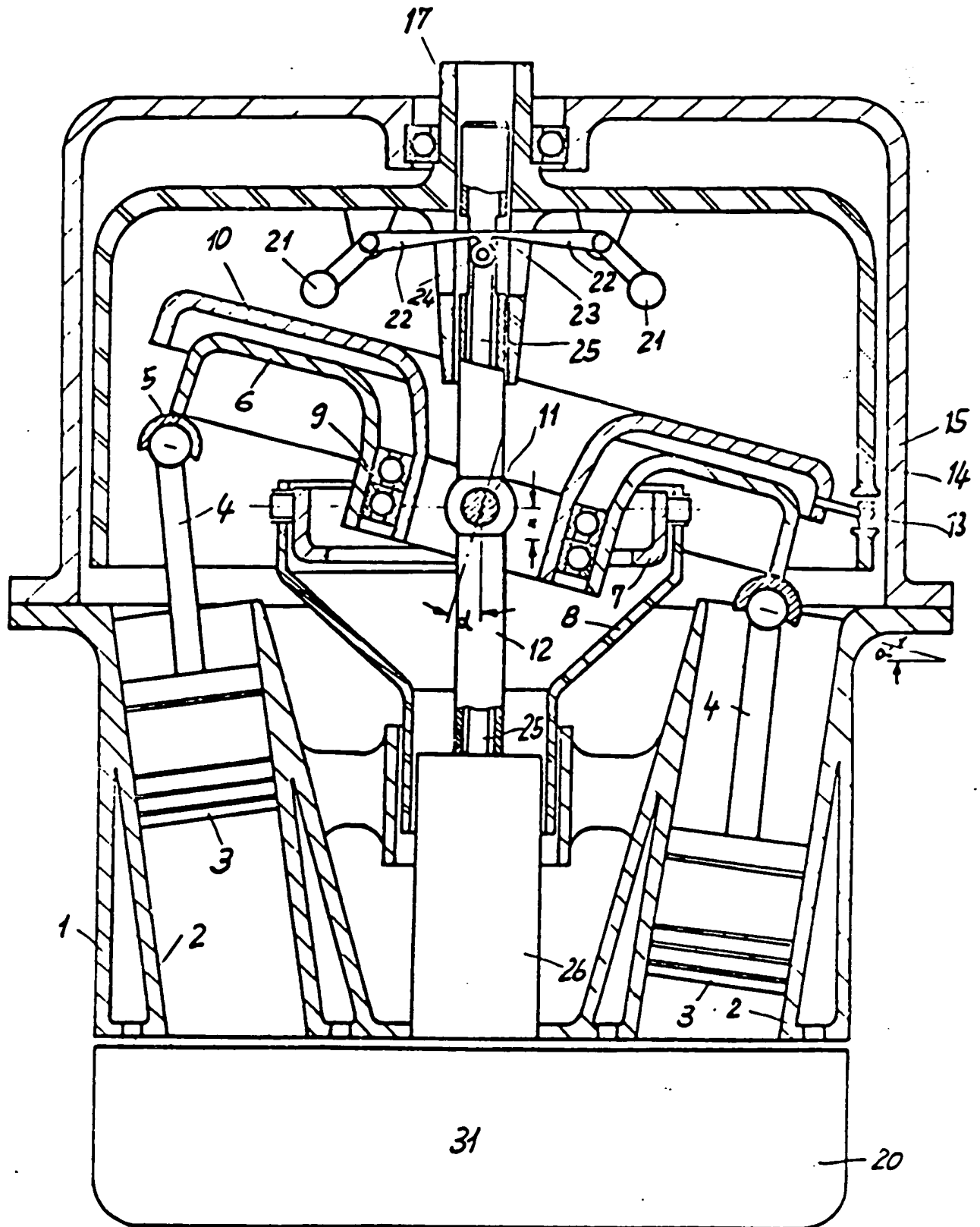
Für die Anwendung dieser Maschine im Kraftfahrzeug oder Schienenfahrzeug wird man z.B. einen hyperbolischen Verlauf des Hubes s über der Drehzahl n bei konstantem Verdichtungsverhältnis ϵ anstreben.

(Neue) Ansprüche

1. Schiefscheiben-Axialkolben-Brennkraftmaschine mit in Richtung ihrer Längsachse in Abhängigkeit von der Drehzahl zur Veränderung des Hubes verschiebbare Welle, und einer drehfest angeordneten Schiefscheibe, an der die Kolbenstangen angelenkt sind, dadurch gekennzeichnet, daß an der kardanisch aufgehängten Schiefscheibe (6) eine ringförmige Scheibe (10) drehbar angebracht ist, die die Welle (12) umschließt und schwelbar auf dieser befestigt ist, daß konzentrisch zur Welle (12) eine glockenförmige, die Ringscheibe (10) übergreifende Schwungscheibe (14) axial unverrückbar angeordnet ist und daß zur Aufrechterhaltung eines konstanten Verdichtungsverhältnisses bei Hubveränderungen die Ringscheibe (10) über ein Gelenk (13) derart mit der Schwungscheibe (14) verbunden ist, daß trotz der Verbindung zur Schwungscheibe (14) die Schiefscheibe (6) in Richtung der Wellenachse verschiebbar ist und daß in an sich bekannter Weise der Neigungswinkel der Schiefscheibe (6) durch Axialverschiebung der Welle (12) veränderbar ist.

2. Schiefscheiben-Axialkolben-Brennkraftmaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Welle (12) in Abhängigkeit von der Maschinendrehzahl zur Verstellung des Kolbenhubes nach einer vorgegebenen, drehzahlabhängigen Funktion in ihrer Längsrichtung verschiebbar ist.

3. Schiefscheiben-Axialkolben-Brennkraftmaschine, nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß zur Verschiebung der Welle (12) in Achsrichtung ein unmittelbar oder über eine mit mechanischer, elektrischer, hydraulischer oder pneumatischer Hilfsenergie arbeitende Verstelleinrichtung (26) wirkender Fliehkraftregler vorgesehen ist.
4. Schiefscheiben-Axialkolben-Brennkraftmaschine nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Welle (12) hohl ausgebildet ist und daß der Fliehkraftregler über Zwischenhebel (22) mit Kurvenscheiben (23) und eine Rolle (24) auf eine Stange (25) wirkt, die in der Welle (12) geführt ist und die die Verstelleinrichtung (26) beaufschlagt.
5. Schiefscheiben-Axialkolben-Brennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß die kardanisch aufgehängte Schiefscheibe (6) und die an dieser gelagerte, parallel zu dieser umlaufende Ringscheibe (10) in bezug auf die beim Umlauf auftretenden Massenkräfte und Massenmomente in etwa ausgeglichen sind.
6. Schiefscheiben-Axialkolben-Brennkraftmaschine nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die kardanisch aufgehängte Schiefscheibe (6) und die an dieser gelagerte, parallel dazu umlaufende Scheibe (10) so ausgebildet und angeordnet sind, daß mit zunehmender Drehzahl starke, im Sinne einer Verringerung des Neigungswinkels der Scheiben (6 und 10) wirkende Rückstellkräfte auftreten.
7. Schiefscheiben-Axialkolben-Brennkraftmaschine nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Welle (12) zwischen Federn (19, 19a) geführt ist, deren Kennlinie auf die von den



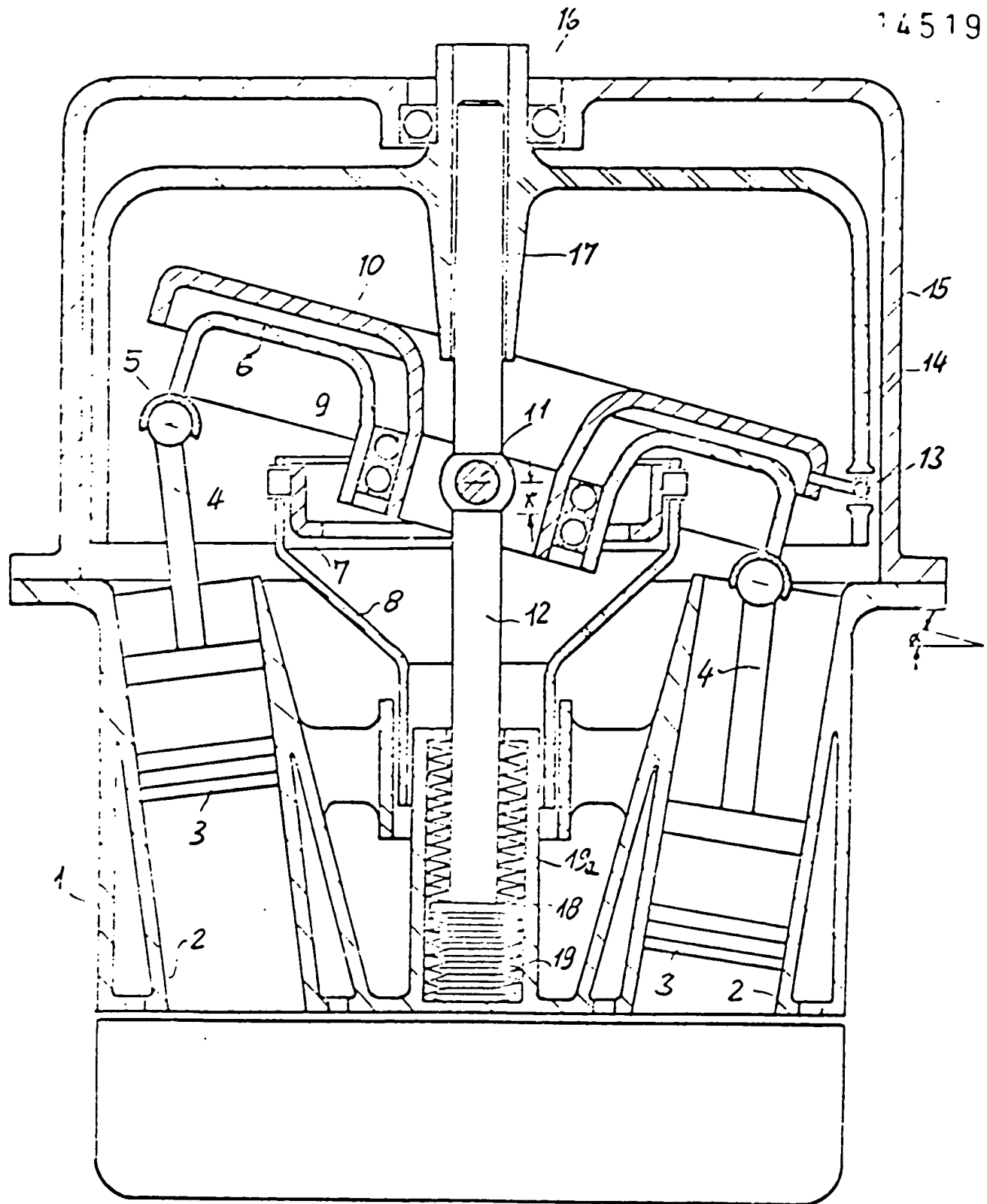


Fig. 5

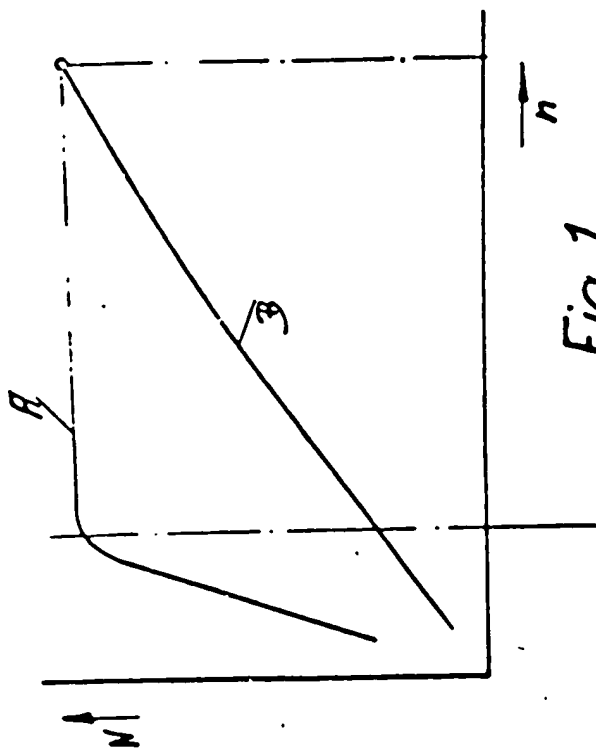


Fig. 1

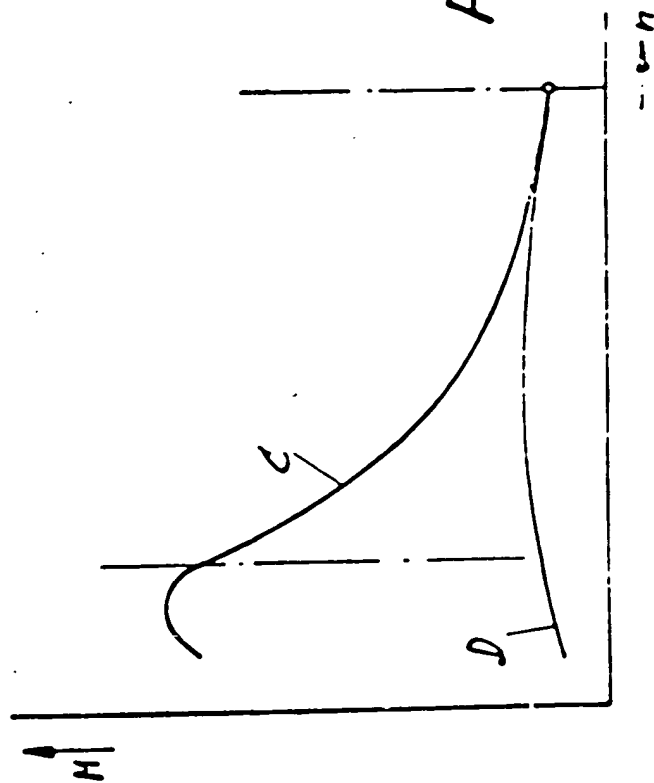


Fig. 2

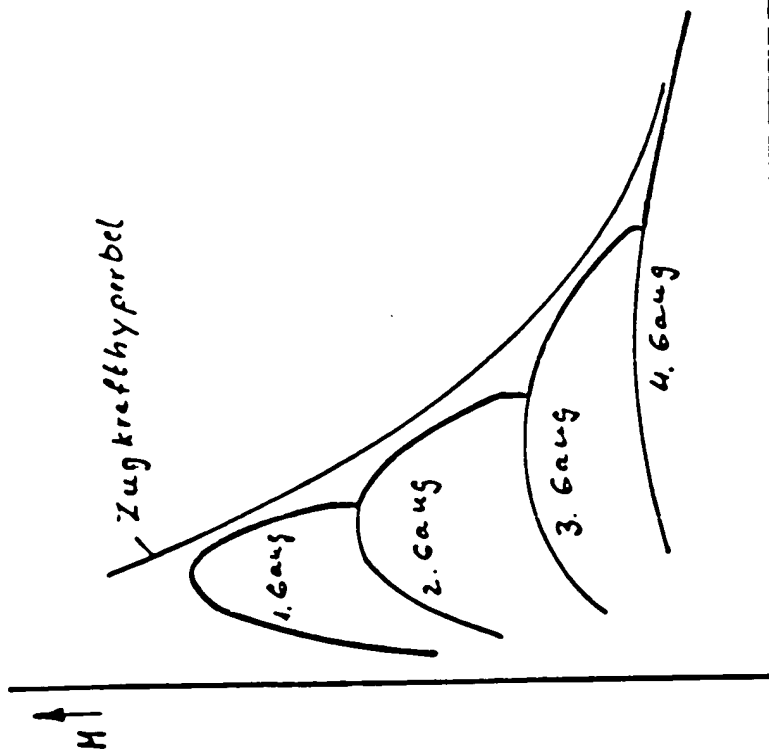


Fig. 3

Massenkräften Übertragen: Axialkraft derart abgestimmt ist, daß die von der Verschiebung der Welle (12) bewirkte Verstellung des Kolbenhubes mit der Drehzahl nach einer annähernd hyperbolischen Funktion abnimmt.

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☒ **BLACK BORDERS**
- ☒ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- ☐ **FADED TEXT OR DRAWING**
- ☒ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- ☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- ☐ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- ☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**
- ☐ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- ☐ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- ☐ **OTHER:** _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.

This Page Blank (uspto)